

Радченко О.П., Борисенко В.Л.

ПЕРСПЕКТИВИ РЕОЛОГИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ РОЗПИЛУ ПАЛИВА

Реалізується ідея, спрямована на зниження експлуатаційних витрат СЭУ пов'язаних з розпилом палива. При цьому паливо розглядається як суміш рідини і рідкокристалічних структур. Розглядаються перспективи дії ультразвукових коливань на цю суміш. Пропонується контролювати готовність палива до розпилу засобами діелектричної проникності середовища.

Ключові слова: розпил палива, неоднорідність палива, рідкокристалічна структура паливної суміші.

The idea sent to the operating cost of СЭУ cutting constrained from a spray fuel will be realized. Thus a fuel is examined as mixture of liquid and liquid-crystal structures. The prospects of influence of ultrasonic vibrations are examined on this mixture. It is suggested to control readiness of fuel to spray to means of inductivity of environment.

Keywords: spray fuels, heterogeneity of fuel, liquid-crystal structure of fuel mixture.

УДК 62-713.1:621.436

Владецкий Д.О., Владецкий О.В.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ЗАБОРТНОЙ ВОДЕ В ПОГРУЖНОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СЭУ

Приводятся результаты теплотехнических исследований теплоотдачи газожидкостных струй при интенсификации теплоотдачи в погружных пластинчатых теплообменных аппаратах замкнутых систем охлаждения СЭУ.

Ключевые слова: Газожидкостные струи, интенсификация теплоотдачи, системы охлаждения, теплообменные аппараты.

Система охлаждения является одним из основных элементов судовой энергетической установки. Широко используемые на судах разомкнутые 2-х контурные системы охлаждения предусматривают прием коррозионно-активной и часто загрязнённой забортной воды, что в целом ряде случаев (работа в загрязненной акватории, рейферные работы, плавание в мелководье, ледовой шуге и т.д.) не обеспечивает требуемой надежности эксплуатации. При этом происходит интенсивное засорение элементов контура системы охлаждения забортной воды (фильтров, теплообменников, насосов, кингстонных ящиков и др.), что зачастую приводит к внезапной остановке СЭУ из-за прекращения подачи охлаждающей воды.

Кроме того, разомкнутые системы охлаждения наносят существенный экологический ущерб биологическим запасам морей, поскольку значительное количество рыбной молоди и икринок, попадая в систему с забортной водой, погибает. Оценки Института биологии южных морей НАН Украины оценки показывают, что одна морская плавучая буровая платформа типа «Шельф» с установленной суммарной мощностью энергоустановки 5000 кВт за год уничтожает 200 тонн рыб промысловых видов.

Переход на замкнутые системы охлаждения является перспективным направлением совершенствования энергетических установок судов технического флота и морских буровых

платформ, значительную часть времени проводящих в условиях загрязненной акватории. Однако широкое внедрение таких систем охлаждения в практику сдерживается отсутствием устройств теплоотвода, эффективно работающих в неподвижной относительно судна забортной воде. Поэтому целью данной работы является разработка способа повышения эффективности теплоотвода ЗСО СЭУ в наихудших условиях работы погружного теплообменного аппарата (неподвижная забортная вода).

Циркулирующий в замкнутых системах охлаждения (ЗСО) теплоноситель может отдавать теплоту забортной воде в аппаратах различной конструкции. Для организации ЗСО СЭУ в качестве теплоотдающих в забортную воду поверхностей могут выступать различные элементы корпуса судна или буровой платформы, соприкасающиеся с забортной водой. В [1,2] для этих целей используют полый киль, насадку винта, перо руля судна, а также выносные трубчатые и пластинчатые теплообменники и трубопроводы, размещенные снаружи прочного корпуса судна.

В судостроении наибольшее распространение получили несовмещенные с корпусом погружные теплообменные аппараты (ПТОА), вынесенные за борт за пределы прочной обшивки корпуса судна (рис. 1,2). Такие ПТОА располагаются ниже ватерлинии за пределами прочного корпуса судна в специальной внешней выгородке (рис. 1), а также могут быть размещены в объеме кингстонного ящика судна (рис. 2).

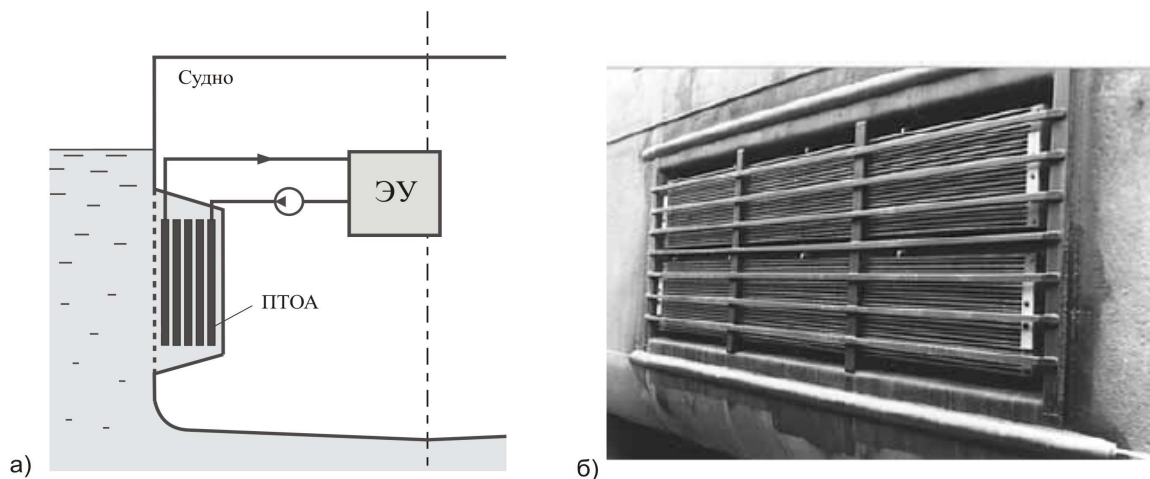


Рис. 1. Забортный погружной теплообменный аппарат замкнутой системы охлаждения СЭУ, расположенный во внешней выгородке корпуса судна

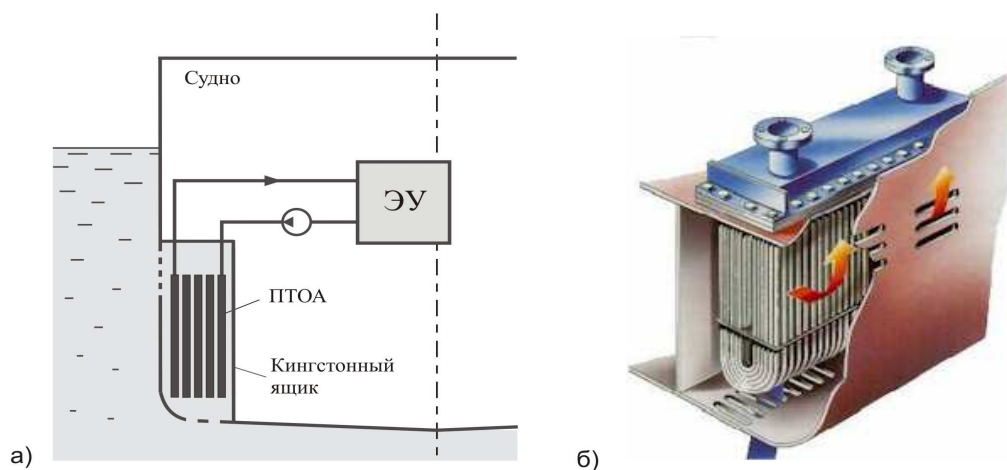


Рис. 2. Забортный погружной теплообменный аппарат замкнутой системы охлаждения СЭУ, расположенный в объеме кингстонного ящика судна

Наиболее неблагоприятный режим работы таких ПТОА связан с теплоотдачей в неподвижную относительно судна забортную воду. Теплоотвод в этом случае осуществляется при свободной конвекции, а достигаемые значения коэффициентов теплоотдачи – минимальны, что обуславливает необходимость значительной площади соответствующих устройств теплоотвода.

Согласно [1] такие теплообменные аппараты хорошо омываются забортной водой, защищены от волнения и повреждений, отвечают требованиям, предъявляемым к судам ледового класса, соответствует стандарту ISO 9001, а также одобрены большинством морских классификационных обществ, таких как: Русский регистр судоходства, Веритас, Ллойд, Американское бюро судоходства и др.

Целью данной работы является разработка способа повышения эффективности теплоотвода ЗСО СЭУ, в условиях неподвижности забортной воды относительно судна, сдерживает широкое внедрение в практику высокоэффективных, экологически безопасных замкнутых систем охлаждения СЭУ с погружными пластинчатыми теплообменными аппаратами.

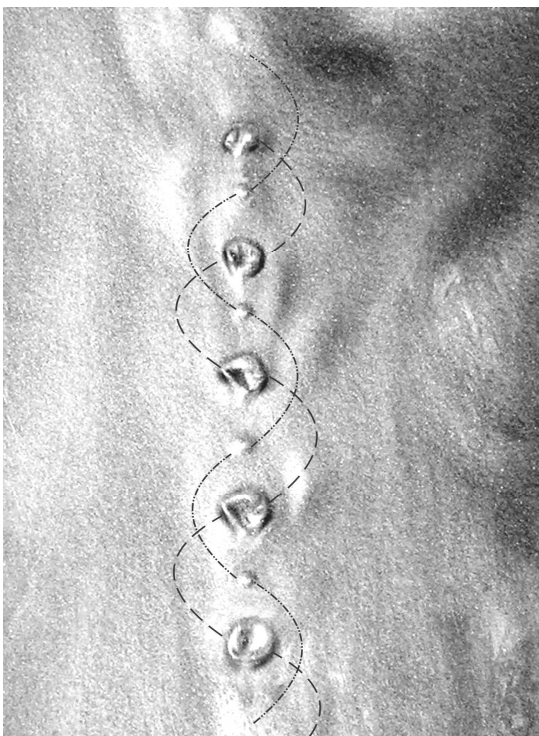


Рис.3. Движение системы воздушных пузырей

В рассматриваемых замкнутых системах охлаждения СЭУ исследованы процессы теплопередачи и ее интенсификации применительно к судовым обшивочным ТООА. Для устройств теплоотвода, использующих в своей конструкции набор параллельных пластинчатых поверхностей, между которыми находится забортная вода, такие способы в должной степени не разработаны.

Среди возможных способов интенсификации теплоотдачи в пластинчатом ПТОА наиболее целесообразным является способ, связанный с созданием у теплоотдающих поверхностей газожидкостных струй. Выполненный анализ показывает, что при этом могут быть достигнуты высокие значения коэффициентов теплопередачи, что обеспечивает малые массогабаритные показатели устройств теплоотвода и системы охлаждения в целом.

Проведенные визуальные исследования (Рис.3) выявили механизм предложенного способа интенсификации теплоотдачи. Определено, что всплывающие газовые пузырьки поднимаются на поверхность не строго вертикально, а по спиралевидной траектории.

Находясь рядом с теплоотдающей поверхностью, пузырьки соударяются с ней, разрушают пристенный пограничный слой и, как следствие, интенсифицируют теплоотдачу забортной воде.

Кроме того, выявлено, что формирование газожидкостных струй приводит к подсосу жидкости из окружающего пространства и ее проталкиванию в зазоре между теплоотдающими поверхностями ПТОА. За счет всплывающих пузырьков газа в зазоре имеет место существенная турбулизация потока, что, как известно, положительно сказывается на коэффициенте теплоотдачи.

Проведенные теплотехнические исследования позволили получить частные зависимости по влиянию удельного расхода воздуха $W_{ГЛ}$ и расстояния между теплоотдающими поверхностями ПТОА δ на коэффициент теплоотдачи газожидкостной струе. В частности, зависимость газожидкостной составляющей коэффициента теплоотдачи $\alpha_{Г}$ от величины подаваемого на единицу длины газового коллектора удельного расхода воздуха $W_{ГЛ}$ показана на

рис. 4.

При увеличении подачи воздуха в зазор между теплоотдающими поверхностями коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_T$ растет до определенной величины, а затем начинает уменьшаться. Это обуславливается тем, что при повышении расхода газа пузырьки воздуха замещают заборную воду в зазоре между теплоотдающими поверхностями, тем самым ухудшают теплоотдачу. Определено, что для каждой величины δ существует свое предельное значение удельного расхода воздуха W_{TL} , выше которого увеличение его значения неэффективно и ведет к понижению $\bar{\alpha}_T$. Из рисунка 4 видно, что для $\delta = 20$ мм такое критическое значение расхода $W_{TL} = 2,6 \cdot 10^{-4}$ м²/с, а для $\delta = 30$ мм расход $W_{TL} = 3,9 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

С учетом выводов, полученных при визуальных и теплотехнических исследованиях, определено, что не следует увеличивать расстояние между теплоотдающими пластинами ПТОА свыше 20...40 мм и удельный расход воздуха W_{TL} свыше $(2,5...5,0) \cdot 10^{-4}$ м²/с. Поэтому, наиболее целесообразно ограничить удельный расход воздуха W_{TL} и, для достижения максимального значения интенсификации теплоотдачи в процессе эксплуатации ПТОА, не превышать его критическое значение.

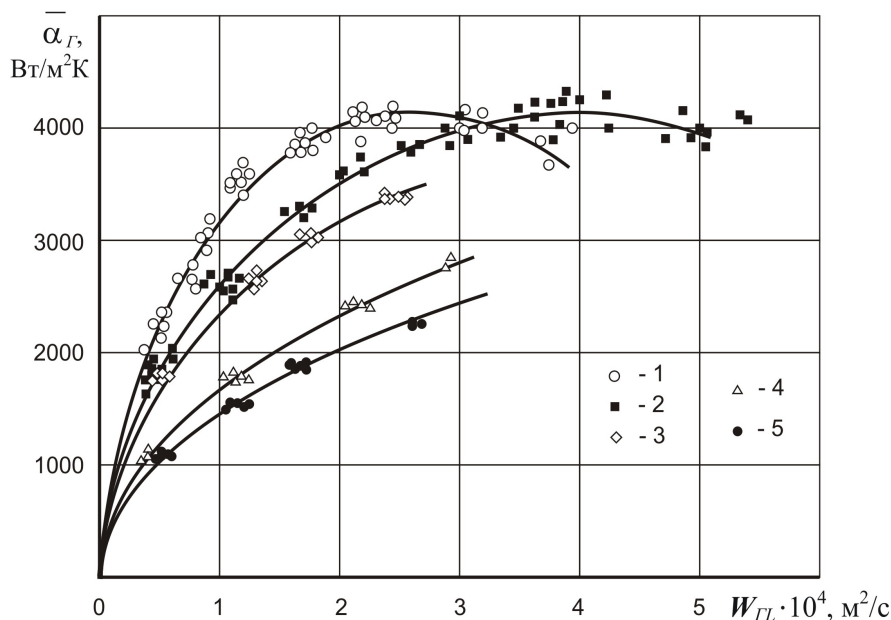


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_T$ от W_{TL} :

1 – расстояние между теплоотдающими поверхностями $\delta = 20$ мм; 2 – 30 мм; 3 – 40 мм;
4 – 100 мм; 5 – 160 мм

Формирование у наружной поверхности теплообмена ПТОА газожидкостных струй позволяет существенно увеличить теплоотдачу заборной воде (Рис. 5). Видно, что при малых температурных напорах $\bar{t}_C - \bar{t}_3 \leq 2$ °С величина $\bar{\alpha}$ может превосходить $\bar{\alpha}_K$ в 25...30 раз. Повышение температурного напора $\bar{t}_C - \bar{t}_3$ приводит к уменьшению степени интенсификации $\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_K$ и примерной ее стабилизации при $\bar{t}_C - \bar{t}_3 > 10$ °С. Для $W_{TL} = 2,4 \cdot 10^{-4}$ м²/с эта стабилизация соответствует $\bar{\alpha} / \bar{\alpha}_K \approx 15$, а для $W_{TL} = 1,7 \cdot 10^{-4}$ м²/с 13...14 раз.

Полученные результаты позволили выполнить расчет требуемой площади погружного теплообменного аппарата. Теплоотдача в лабиринтных каналах ПТОА определяется по зависимости, полученной в [3]. Теплоотдача через стенки теплообменного аппарата также рассчитывается по известным зависимостям [4, 5]. В работе [3] определено влияние покраски и обрастания теплоотдающих поверхностей на теплопередачу. Это позволило разработать ме-

тодику расчета и определить для конкретной энергетической установки необходимую площадь ПТОА, учитывая обрастание и покраску теплоотдающих поверхностей.

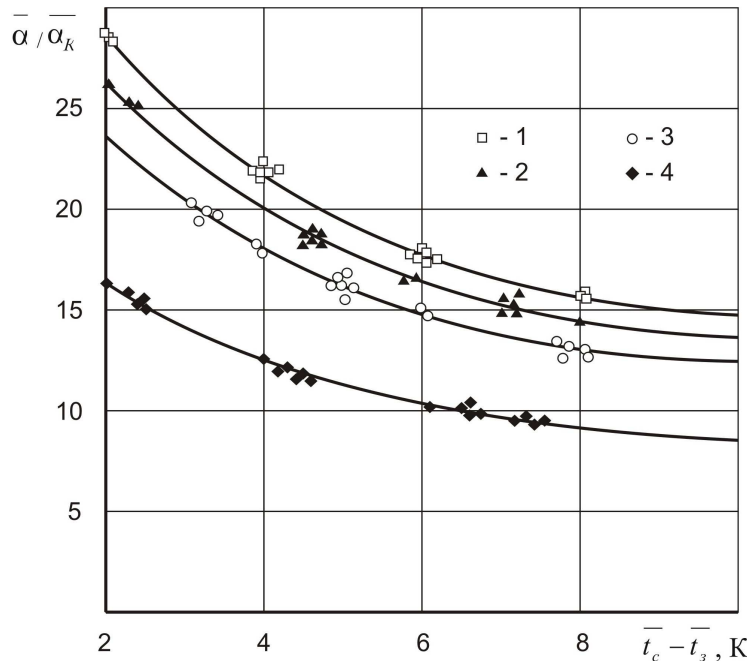


Рис. 5. Тепловая эффективность газожидкостной интенсификации теплоотдачи при $\delta = 20\text{мм}$: 1 – удельный расход газа $W_{GL} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 2 – $1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 3 – $1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; 4 – $0,5 \cdot 10^{-4}$

Расчеты показали, что использование данного способа интенсификации теплоотдачи неподвижной заборной воде позволяет уменьшить площадь теплообменной поверхности погружного теплообменника в 6 раз по сравнению с теплоотдачей при свободной конвекции. Например, для энергетической установки мощностью $N_e = 2000 \text{ кВт}$ площадь теплоотдающей поверхности ПТОА будет равна $F = 36 \text{ м}^2$. При расстоянии между теплоотдающими пластинами $0,03 \text{ м}$ габариты такого аппарата не превысят $1,5 \times 1,0 \times 0,6 \text{ м}$, расход воздуха через газовый коллектор составляет $16 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Таким образом, использование данного способа интенсификации теплоотдачи в погружных теплообменных аппаратах замкнутых систем охлаждения СЭУ является достаточно перспективным с точки зрения снижения эксплуатационных затрат и улучшения массогабаритных и энергетических характеристик теплообменного оборудования. Кроме того, данный способ характеризуется сравнительно малыми энергозатратами на формирование газожидкостных струй, которые в 2...3 раза ниже, чем при организации вынужденного течения жидкости вдоль наружной теплоотдающей поверхности (вынужденная конвекция).

При обеспечении в ПТОА оптимального расхода воздуха, использование данного способа интенсификации теплоотдачи является достаточно перспективным с точки зрения улучшения массогабаритных и энергетических характеристик теплообменного оборудования, что способствует более широкому практическому внедрению замкнутых систем охлаждения энергоустановок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Scania Marine Engines [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые данные (0,9 Mbytes). – Sodertalje: Scania industrial and marine engines, 2006. – Режим доступа:

- http://www.scania.com/Images/Scania_MarineEngines_tcm10-112714.pdf Суббота, 3 Июня 2006 14:30:15.
2. Weka [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые данные (10000 bytes). – Krimpen: Weka boxcooler company, 2006. – Режим доступа: <http://www.weka.biz> Понедельник, 5 Июня 2006 16:44:39.
 3. Федоровский К.Ю. Замкнутая система охлаждения судовой энергетической установки/ К.Ю. Федоровский // Рыбное хозяйство. – 1987. – №2. – С. 46-47.
 4. Григорьев В.А. Тепло- и массообмен, теплотехнический эксперимент: справочное пособие/ В.А. Григорьев, В.М. Зорин// М.: Энергоатомиздат, 1982. – 510 с.
 5. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена/ С.С. Кутателадзе. – М.: Атомиздат, 1979. – 415 с.

Vladetsky D.O, Vladetsky O.V.

INTENSIFICATION OF HEAT TRANSFER IN IMMersed PLATE HEAT EXCHANGER POWER PLANT CLOSED COOLING SYSTEM

The results of heat transfer intensification by means of gas-liquid streams in immersed heat exchangers of power plants closed cooling systems are given.

Владецький Д.О., Владецький О.В.

ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ЗАБОРТНІ ВОДИ В ЗАНУРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СЕУ

Наводяться результати теплотехнічних досліджень тепловіддачі газорідних струменів при інтенсифікації тепловіддачі в заглибних пластинчастих теплообмінних апаратах замкнутих систем охолодження СЕУ.

УДК 631.520

Головин В.И.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА СОЗДАНИЯ ПРОГРАММЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ОБЛОМАННЫХ КРЕПЕЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ НЕСУЩИХ И ДЕКОРАТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СУДОВ

Разрабатывается программа для автоматической генерации управляющих кодов согласно стандарту ISO-7bit для станков с ЧПУ. Согласно разработанной программе на фрезерном станке создается инструмент для извлечения обломанных крепежных элементов. Параметризация переменных алгоритма позволяет разрабатывать инструмент для расширенной номенклатуры крепежа.

Ключевые слова: *управляющая программа, ЧПУ, инструмент.*

Современные САМ-системы позволяют разработать управляющую программу обработки практически любой детали, т.к. обладают широким набором стратегий обработки. Но накладывают определенные ограничения на применяемое технологическое оборудование и инструмент. В связи с этим для обработки детали представленной на рисунке 1, было принято решения самостоятельно разработать программу для генерации управляющего кода для фрезерного станка. Т.к. к инструменту предъявлялся ряд требований, таких как – угол образующей конуса спирали, угол при вершине врезающейся кромки, а также габаритные размеры, существовали ограничения связанные с доступным оборудованием и инструментом. В нали-